

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

⑤

Int. Cl. 2:

F04B 1/08

⑱ **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**



DEUTSCHES

DT 26 12 270 A 1

⑪

Offenlegungsschrift 26 12 270

⑫

Aktenzeichen: P 26 12 270.3

⑬

Anmeldetag: 19. 3. 76

⑭

Offenlegungstag: 22. 9. 77

⑳

Unionspriorität:

⑳ ㉑ ㉒

⑤④

Bezeichnung:

Regeleinrichtung für Axialkolbenpumpen und/oder Axialkolbenmotoren

⑦①

Anmelder:

Volvo Hydraulikfabrik GmbH, 1000 Berlin

⑦②

Erfinder:

Schlinke, Günter, Ing.(grad.), 1000 Berlin

DT 26 12 270 A 1

P a t e n t a n s p r ü c h e :

1. Regeleinrichtung für Axialkolbenpumpen und/oder Axialkolbenmotoren, die ein rotierendes Gehäuse mit mehreren ringförmig angeordneten Zylindern für die Axialkolben aufweisen, welche sich an einem Träger abstützen, dessen Winkellage gegenüber dem Gehäuse zwecks Veränderung des Förderhubes durch Schwenken des Trägers oder des Gehäuses um eine Schwenkachse variierbar ist, wobei auf ein Bauteil ein vom Förderhub und vom Förderdruck abhängiges inneres Drehmoment ausgeübt wird, dem ein äußeres Drehmoment das Gleichgewicht hält, dadurch gekennzeichnet, daß das innere Drehmoment (M_I) entweder durch die Axialkolben (27;34) in den schwenkbaren Träger (21) oder das schwenkbare Gehäuse (36,37) oder aber durch mindestens einen Hilfskolben (55;76) oder Hilfszylinder (84) in einen schwenkbaren Hilfsträger (47;64;81) eingeleitet wird und direkt vom Schwenkwinkel (α) des Trägers (21) des Gehäuses (36,37) bzw. des Hilfsträgers (47;64) abhängig ist.
2. Einrichtung nach Anspruch 1 mit einem als Stellgröße in den Träger oder das Gehäuse eingeleiteten inneren Drehmoment, dadurch gekennzeichnet, daß die Schwenkachse (22;35) des Trägers (21) oder des Gehäuses (36,37) die Rotationsachse (30;45) des Gehäuses (29) oder des Trägers (39) in einem Punkt schneidet, der gegenüber einem auf der Rotationsachse (30;45) liegenden Kraftzerlegungspunkt (33;44) einen Abstand (e) aufweist.
3. Einrichtung nach Anspruch 1 mit einem als Stellgröße in den Hilfsträger eingeleiteten inneren Drehmoment, dadurch gekennzeichnet, daß der Hilfsträger (47;64) in Abhängigkeit von den Schwenkbewegungen des Trägers (49) oder des Gehäuses (66,67) schwenkbar ist.

4. Einrichtung nach Anspruch 1 mit einem als Stellgröße in den Hilfsträger eingeleiteten inneren Drehmoment, dadurch gekennzeichnet, daß sie über eine Servoeinrichtung (101;126) verfügt, durch die der Schwenkwinkel (α) des Trägers (89;119) oder des Gehäuses in Abhängigkeit von der Winkellage des Hilfsträgers (108;115) einstellbar ist.

5. Einrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftzerlegungspunkt (33) vom Schnittpunkt der Rotationsachse (30) des Gehäuses (29) mit der Verbindungslinie zweier sich diametral gegenüberliegender Krümmungsmittelpunkte (26) von Kugelköpfen (25) gebildet wird, über die sich die Axialkolben (27) am schwenkbaren Träger (21) abstützen.

6. Einrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftzerlegungspunkt (44) vom Schnittpunkt der Rotationsachse (45) des Trägers (39) mit der Verbindungslinie zweier sich diametral gegenüberliegender Krümmungsmittelpunkte von Kugelköpfen (38) gebildet wird, über die sich die im schwenkbaren Gehäuse (36,37) geführten Axialkolben (34) am Träger (39) abstützen.

7. Einrichtung nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Hilfskolben (55) in einem stationären Hilfszylinder (56) geführt ist und die Schwenkachse (48;65) des Hilfsträgers (47) die Längsachse (61) des Hilfskolbens (55) in einem Punkt schneidet, der von einem ebenfalls auf dieser Längsachse (61) gelegenen Kraftzerlegungspunkt (60) einen Abstand (e) hat.

8. Einrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftzerlegungspunkt (60) vom Krümmungsmittelpunkt eines Kugelkopfes (57) oder eines Walzlagers gebildet wird, über den bzw. das der Hilfskolben (55) sich am Hilfsträger (47) abstützt.

- 47 -

- 3. -

9. Einrichtung nach Anspruch 1, 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Hilfszylinder (84) von einem Gleitschuh gebildet wird, über den sich der schwenkbar gelagerte Hilfskolben (85) am Hilfsträger (81) abstützt und daß die Schwenkachse (82) des Hilfsträgers (81) einen Abstand (e) von der Schwenkachse (86) des Hilfskolbens (85) einnimmt.

10. Einrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Schwenkachse (86) des Hilfskolbens (85) parallel zur Schwenkachse (82) des Hilfsträgers (81) verläuft und die Längsachse (88) des Hilfskolbens (85) in der Ruhestellung der Pumpe oder des Motors von einer Normalen zur Oberfläche (83) des Hilfsträgers (81) gebildet wird.

11. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der schwenkbare Träger (21;49) das schwenkbare Gehäuse (36;37;66;67) oder der schwenkbare Hilfsträger im Abstand von der jeweiligen Schwenkachse (22;35;48;65) mit mindestens einem Stellorgan (32;43;62;78) zur Einleitung des äußeren Drehmomentes (M_A) gekoppelt ist.

12. Einrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Stellorgan (32;43;62;78) von einem Stellkolben gebildet wird.

13. Einrichtung nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß die vom Stellorgan (32;43;62;78) ausgehende Stellkraft (K) einstellbar ist.

14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Stellorgan (32;43;62;78) Teil der Schwenkeinrichtung des Gehäuses (36;37;66;67) oder des Trägers (21;49) der Pumpe oder des Motors ist.

- 46 -

. 4.

15. Einrichtung nach einem der Ansprüche 11 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Stellorgan (43) über eine Zahnstange (42) und ein Zahnsegment (41) mit dem Träger, dem Gehäuse (36,37) oder dem Hilfsträger in Verbindung steht.

16. Einrichtung nach einem der Ansprüche 11 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Stellorgan (78) über eine Schwenkkulisse (79) mit dem Träger, dem Gehäuse (66,67) oder dem Hilfsträger in Verbindung steht.

MB:BL

DIPL.-ING. DIETER JANDER

PATENTANWÄLTE

KOLBERGER STRASSE 21
8 MÜNCHEN 80 (BOGENHAUSEN)
Telefon: 089/98 27 04

• 5 •

2612270
DR.-ING. MANFRED BÖNING

Zustelladresse
reply to:

KURFÜRSTENDAMM 66
1 BERLIN 15
Telefon: 030/8 83 50 71/72
Telegramme: Consideration Berlin

1017/15.727 DE
19. März 1976

P a t e n t a n m e l d u n g
der Firma

Volvo Hydraulikfabrik GmbH.
Sperenberger Strasse 15
1000 Berlin 48

"Regaleinrichtung für Axialkolbenpumpen
und/oder Axialkolbenmotoren"

Die Erfindung betrifft eine Regaleinrichtung für Axialkolbenpumpen und/oder Axialkolbenmotoren, die ein rotierendes Gehäuse mit mehreren ringförmig angeordneten Zylindern für die Axialkolben aufweisen, welche sich an einem Träger abstützen, dessen Winkellage gegenüber dem Gehäuse zwecks Veränderung des Förderhubes durch Schwenken des Trägers oder des Gehäuses um eine Schwenkachse variierbar ist, wobei auf ein Bauteil ein vom Förderhub und vom Förderdruck abhängiges inneres Drehmoment ausgeübt wird, dem ein äußeres Drehmoment das Gleichgewicht hält.

- 2 -

709838/0518

Postcheckkonto Berlin West Konto 1743 84-100 Berliner Bank AG., Konto 01 10921 900

- 2 -

. 6.

Derartige Einrichtungen werden insbesondere verwendet, um das Produkt aus Förderhub und Förderdruck, d.h. bei gleichbleibender Drehzahl die aufgenommene oder abgegebene Leistung unabhängig von der auftretenden Last konstant zu halten.

Bekannt ist eine Einrichtung der genannten Art mit einem Stellorgan zum Einstellen des Hubvolumens, dessen Stellbewegungen durch ein mit einem Steuerschieber zusammenarbeitendes Bauteil gesteuert werden, auf das einerseits eine konstante erste Kraft und andererseits eine dem Förderdruck proportionale zweite Kraft einwirkt. Das Bauteil wird dabei von einem Winkelhebel gebildet, der um eine von der Lage des Stellorgans abhängige Achse schwenkbar ist und an dessen einem Arm in annähernd konstantem Abstand von der Schwenkachse die erste Kraft angreift, während auf seinen anderen Arm in einem dem Hubvolumen proportionalen Abstand von der Schwenkachse die dem Pumpendruck proportionale zweite Kraft einwirkt (DT-OS 1 653 385). Die bekannte Einrichtung vermag insofern nicht voll zu befriedigen, als es mit ihr nicht ohne weiteres möglich ist, Pumpen und Motoren zu regeln, deren Drehrichtung gewechselt werden kann.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Einrichtung der eingangs beschriebenen Gattung zu schaffen, mit der auch bei wechselnder Förderrichtung des Druckmittels eine Regelung nach dem angedeuteten Regelungsprinzip mit einfachsten Mitteln möglich ist. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß das innere Drehmoment entweder durch die Axialkolben in den schwenkbaren Träger oder das schwenkbare Gehäuse oder aber durch mindestens einen Hilfskolben oder Hilfszylinder in einen schwenkbaren Hilfsträger eingeleitet wird und direkt vom Schwenkwinkel des Trägers des Gehäuses bzw. des Hilfsträgers abhängig ist.

Die erfindungsgemäße Einrichtung bietet den Vorteil, daß sie für Pumpen und Motoren mit umkehrbarem Drehsinn verwendbar

- 3 -

3.

ist. Dadurch, daß die Stellgröße durch einen oder mehrere durch Pumpendruck beaufschlagte Kolben erzeugt wird, erhält man einen einfachen Aufbau der Einrichtung.

Weitere Einzelheiten und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und der nachfolgenden Beschreibung mehrerer in der beigefügten Zeichnung dargestellter Ausführungsbeispiele. Es zeigen:

- Fig. 1 schematisch die wesentlichen Teile einer Pumpe oder eines Motors der Schrägscheibenbauart;
- Fig. 2 die perspektivische Ansicht der im folgenden als Träger bezeichneten Schrägscheibe der Maschine gemäß Fig. 1;
- Fig. 3 die Seitenansicht des Trägers gemäß Fig. 2;
- Fig. 4 die schematische Darstellung einer Pumpe oder eines Motors in Schrägachsenbauweise;
- Fig. 5 in perspektivischer Darstellung das schwenkbare Außengehäuse der Maschine gemäß Fig. 4;
- Fig. 6 eine Seitenansicht des Außengehäuses gemäß Fig. 5;
- Fig. 7 schematisch die Seitenansicht einer Maschine mit einem Hilfsträger;
- Fig. 8 die Draufsicht auf die Maschine gemäß Fig. 7;
- Fig. 9 im vergrößerten Maßstab eine Seitenansicht des Hilfsträgers der Maschine gemäß Fig. 7 und 8;
- Fig. 10 die Seitenansicht einer Maschine abgewandelter Bauart mit Hilfsträger;
- Fig. 11 eine Einzelheit der Fig. 10 im vergrößerten Maßstab;
- Fig. 12 die Draufsicht auf die Maschine gemäß Fig. 10;

- 4 -
- 8 -

- Fig. 13 den Hilfsträger der Maschine gemäß Fig. 10 bis 12;
Fig. 14 eine weitere Maschine mit einem Hilfsträger in der
Seitenansicht;
Fig. 15 die Draufsicht auf die Maschine gemäß Fig. 14;
Fig. 16 die Ausbildung des Hilfsträgers der Maschine gemäß
Fig. 14 und 15;
Fig. 17 eine Schrägscheibenmaschine mit einer Vorsteuerein-
richtung;
Fig. 18 eine Schrägachsenmaschine mit einer Vorsteuereinrich-
tung;
Fig. 19 eine Maschine der Bauart gemäß Fig. 1, bei der das
Antriebsmoment geregelt wird;
Fig. 20 eine Bauart der Maschine gemäß Fig. 1, bei der der
Förderdruck geregelt wird.

In Fig. 1 ist 21 der um eine Schwenkachse 22 schwenkbar ge-
lagerte Träger einer als Pumpe oder Motor ausgebildeten Schräg-
scheibenmaschine. Auf der Oberfläche 23 des Trägers 21 stützen
sich über Gleitschuhe 24 und Kugelhöpfe 25 mit Krümmungsmittel-
punkten 26 mehrere Axialkolben 27 ab, die in ringförmig ange-
ordneten Zylindern 28 eines Gehäuses 29 geführt sind, das um
eine Rotationsachse 30 rotiert. Der Träger 21 ist über eine
Stange 31 mit einem Stellorgan 32 verbunden.

Der Schnittpunkt der Rotationsachse 30 mit einer die Krümmungs-
mittelpunkte 26 zweier sich diametral gegenüberliegender Kugel-
köpfe 25 verbindenden Linie bildet den sogenannten Kraftzer-
legungspunkt 33.

In Fig. 2 und 3 ist aus Gründen der Vereinfachung der Kraft-
zerlegungspunkt 33 in die Oberfläche 23 des Trägers verlagert

- 5 -

- 4 -

worden. Die Schemazeichnungen gemäß Fig. 2 und 3 entsprechen mithin einer Maschine, bei der die Kolben 27 sich über die Krümmungsmittelpunkte 26 bildende Spitzen auf der Oberfläche 23 abstützen.

Ein entscheidendes Merkmal der Konstruktion gemäß Fig. 1 bis 3 besteht darin, daß der Kraftzerlegungspunkt 33 anders als bei Schrägscheibenmaschinen bekannter Bauart in einer Ebene liegt, die von der Schwenkachse 22 einen Abstand e besitzt. Der Abstand e hat zur Folge, daß die von dem Kolben 27 auf den Träger 21 einwirkende Gesamtkraft F im Kraftzerlegungspunkt 33 eine Normalkraft N wirksam werden läßt, die an einem Hebelarm b um die Schwenkachse 22 wirkt. Die Größe des Hebelarms b hängt dabei vom Schwenkwinkel α ab, und zwar gilt die Gleichung

$$b = e \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (1)$$

Auch die Normalkraft N hängt vom Schwenkwinkel α ab. Sie beträgt

$$N = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (2)$$

Aufgrund der angedeuteten Zusammenhänge wird auf den Träger 21 ein inneres Drehmoment M_I ausgeübt, das gleich dem Produkt aus der Kraft N und dem Hebelarm b ist. Unter Berücksichtigung der Gleichungen (1) und (2) erhält man für das innere Drehmoment die Beziehung

$$M_I = e \cdot F \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \quad (3)$$

Dem inneren Drehmoment M_I wirkt ein äußeres Drehmoment M_A entgegen, das von der Stellkraft K herrührt und über einen Hebelarm a in den Träger 21 eingeleitet wird. Die Größe dieses Drehmomentes beträgt

$$M_A = a \cdot \frac{K}{\cos \alpha} \quad (4)$$

- 8 -

10.

Für den Gleichgewichtszustand gilt

$$M_A = M_I \quad (5)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichungen (3) und (4) ergibt sich hieraus

$$a \cdot \frac{K}{\cos \alpha} = e \cdot F \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \quad (6)$$

K wird dann

$$K = \frac{e}{a} \cdot F \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (7)$$

Da a und e konstant sind, läßt sich mithin folgende Beziehung feststellen:

$$K = \text{const.} \cdot F \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (8)$$

Die vorstehende Gleichung entspricht, wenn man von der Konstanten einmal absieht, der bekannten Gleichung für das Antriebs- bzw. Abtriebsmoment M einer Maschine der hier zur Diskussion stehenden Art

$$M = \text{konst.} \cdot F \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (9)$$

Ein Vergleich der Gleichungen (8) und (9) zeigt mithin, daß das Antriebs- bzw. Abtriebsmoment M der Verstellkraft K proportional ist.

Fig. 4 zeigt schematisch eine Schrägachsenmaschine. Das Drehmoment bei einer derartigen Maschine ist bekanntlich

$$M = \text{konst.} \cdot F \cdot \sin \alpha \quad (10)$$

wobei F die Summe der auf die Axialkolben 34 wirkenden Einzelkräfte ist, welche vom Druck in der Maschine und von der Kolbenfläche abhängt.

- 7 -

- 11 -

Bei dem zweiten Ausführungsbeispiel wird das um eine Schwenkachse 35 schwenkbare Gehäuse von einem rotierenden Innenteil 36 und einem dieses führenden Außenteil 37 gebildet. Die Axialkolben 34 stützen sich über Kugelköpfe 38 an einem rotierenden Träger 39 ab. Das Außenteil 37 des Gehäuses 36, 37 ist mit einer Stange 40 versehen, die an ihrem Ende ein Zahnsegment 41 trägt, das mit einer Zahnstange 42 eines Stellorgans 43 in Eingriff steht.

Der Kraftzerlegungspunkt 44 wird vom Schnittpunkt der Verbindungslinie der Mittelpunkte zweier Kugelköpfe 38 mit der Rotationsachse 45 des Trägers gebildet. Zwischen dem Kraftzerlegungspunkt 44 und der Schwenkachse 35 befindet sich ein Abstand e . Dieser Abstand e hat zur Folge, daß die Rotationsachse 46 des Innenteils 36 des Gehäuses gegenüber einer parallel zur Rotationsachse 46 durch den Kraftzerlegungspunkt 44 verlaufenden Linie 47 um einen vom Schwenkwinkel α abhängigen Betrag b versetzt ist. Aufgrund des Versatzes wird durch die im Kraftzerlegungspunkt 44 angreifende Reaktionskraft F in das Gehäuse ein inneres Drehmoment eingeleitet. Es beträgt

$$M_I = b \cdot F \quad (11)$$

In dieser Gleichung ist b eine Funktion des Abstandes e und des Schwenkwinkels α , nämlich

$$b = e \cdot \sin \alpha \quad (12)$$

Das innere Drehmoment wird somit

$$M_I = e \cdot F \cdot \sin \alpha \quad (13)$$

Dem inneren Drehmoment wirkt über das Stellorgan 43 ein äußeres Drehmoment M_A entgegen. Es beträgt

$$M_A = f \cdot K \quad (14)$$

- 8 -

- 8 -

- 12 -

Für den Gleichgewichtszustand, in dem das äußere Drehmoment gleich dem inneren Drehmoment ist, gilt

$$f \cdot K = e \cdot F \cdot \sin \alpha \quad (15)$$

Löst man die Gleichung (15) nach K auf, so erhält man

$$K = \frac{e}{f} \cdot F \cdot \sin \alpha \quad (16)$$

bzw.

$$K = \text{const.} \cdot F \cdot \sin \alpha \quad (17)$$

Ein Vergleich der Gleichungen (10) und (17) zeigt, daß auch bei diesem Ausführungsbeispiel das An- oder Abtriebsmoment M der Stellkraft K proportional ist.

In Fig. 7 - 9 ist eine Schrägscheibenmaschine der in den Figuren 1 bis 3 gezeigten Art mit einem Hilfsträger 47 dargestellt. Der Hilfsträger 47 ist fest mit der Schwenkachse 48 des Trägers 49 verbunden, an dem sich die Axialkolben 50 über Kugelhöpfe 51 und Gleitschuhe 52 abstützen. 53 ist das um eine Rotationsachse 54 rotierende Gehäuse der Maschine.

Dem Hilfsträger 47 ist ein Hilfskolben 55 zugeordnet, der in einem ortsfesten Hilfszylinder 56 geführt ist. Der Hilfskolben besitzt einen Kugelkopf 57, der sich über einen Gleitschuh 58 an der Oberfläche 59 des Hilfsträgers abstützt.

Wie aus Fig. 9 hervorgeht, liegt der Kraftzerlegungspunkt 60 auf der Längsachse 61 des Hilfskolbens. Die Längsachse des Hilfskolbens wird von der Schwenkachse 48 in einem Punkt geschnitten, der vom Kraftzerlegungspunkt einen Abstand e hat. Die Folge des Versatzes zwischen der Schwenkachse 48 und dem Kraftzerlegungspunkt 60 ist auch hier ein inneres Drehmoment M_I . Es beträgt

$$M_I = b \cdot N_H \quad (18)$$

- 9 -

. 13.

In dieser Gleichung sind b und N_H vom Schwenkwinkel α abhängige Größen. Sie betragen

$$b = e \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (19)$$

$$N_H = \frac{F_H}{\cos \alpha} \quad (20)$$

Durch Einsetzen der für b und N_H ermittelten Werte in Gleichung (18) erhält man

$$M_I = e \cdot F_H \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \quad (21)$$

In diesem inneren Drehmoment wirkt wie im Falle des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 1 bis 3 über ein Stellorgan 62 und eine Stange 63 ein äußeres Drehmoment

$$M_A = a \cdot \frac{K}{\cos \alpha} \text{ entgegen.} \quad (4)$$

Aus den Gleichungen (21) und (4) erhält man, wie im Falle des ersten Ausführungsbeispiels erläutert, für K

$$K = \text{const.} \cdot F_H \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (22)$$

Ein Vergleich der Gleichung (22) mit der Gleichung (9) zeigt, daß auch in diesem Fall wiederum die Stellkraft dem An- oder Abtriebsmoment proportional ist.

Fig. 10 bis 13 zeigt eine Schrägachsenmaschine mit einem Hilfsträger 64, der um eine Schwenkachse 65 schwenkbar ist. Die Schwenkachse 65 des Hilfsträgers ist die Schwenkachse eines aus einem Innenteil 66 und einem Außenteil 67 bestehenden Gehäuses, in dessen Innenteil Axialkolben 68 geführt sind, die sich über Kugelköpfe 69 an einem um eine Rotationsachse 70 rotierenden Träger 71 abstützen. Gegen die Oberfläche 72 des Hilfsträgers 64 stützt sich über einen Gleitschuh 73 der Kugelkopf 74 des in einem Hilfszylinder 75 geführten Hilfskolbens 76 ab. Das Gehäuse 66, 67 ist über eine Stange 77 mit einem Stellorgan 78 verbunden. Die Verbindung erfolgt über

eine in Fig. 11 dargestellte Schwenkkulisse 79.

Wie aus Fig. 13 hervorgeht, liegt der Kraftzerlegungspunkt 80 in einer parallel zur Oberfläche 72 des Hilfsträgers 64 verlaufenden Ebene, die von einer ebenfalls parallel zur Oberfläche 72 verlaufenden Ebene durch die Schwenkachse 65 einen Abstand e einnimmt.

Aufgrund des Versatzes zwischen dem Kraftzerlegungspunkt 80 und der Schwenkachse 65 kann die normal zur Oberfläche 72 auf den Hilfsträger 64 einwirkende Kraft N_H an einem Hebelarm b angreifen.

Durch die Normalkraft N_H wird folglich ein inneres Drehmoment M_I ausgeübt. Es beträgt

$$M_I = b \cdot N_H \quad (23)$$

wobei

$$b = e \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (24)$$

$$N_H = \frac{F_H}{\cos \alpha} \quad (25)$$

Hieraus folgt

$$M_I = e \cdot F_H \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \quad (26)$$

Durch die Stellkraft K bzw. durch ihre wirksame Komponente wird in das Gehäuse 66,67 ein äußeres Drehmoment M_A einge-
leitet. Dieses äußere Drehmoment beträgt

$$M_A = \frac{K}{\cos \alpha} \cdot \frac{a}{\cos \alpha} = a \cdot K \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha} \quad (27)$$

Durch Gleichsetzen der Gleichungen (26) und (27) und durch Auflösen nach K erhält man

$$K = \frac{e}{a} \cdot F_H \cdot \sin \alpha \quad (28)$$

$$K = \text{const.} \cdot F_H \cdot \sin \alpha \quad (29)$$

- 44 -

. 15.

Ein Vergleich mit der für das An- und Abtriebsmoment von Schrägachsenmaschinen geltenden Formel (10) zeigt, daß auch hier die Stellkraft K dem An- bzw. Abtriebsmoment der Maschine proportional ist.

Eine Schrägachsenmaschine mit einer modifizierten Regulierung ist in den Figuren 14 bis 16 dargestellt. Sie besitzt einen Hilfsträger 81, der um die Schwenkachse 82 schwenkbar gelagert ist und eine Oberfläche 83 aufweist, gegen die sich ein als Gleitschuh ausgebildeter Hilfszylinder 84 abstützt, in dem ein Hilfskolben 85 gelagert ist, der, wie die Hilfskolben der zuvor beschriebenen Ausführungsbeispiele, über geeignete Leitungen mit dem Förderdruck der Maschine beaufschlagt wird. Die Schwenkachse 82 des Hilfsträgers 81 ist gegenüber einer Schwenkachse 86 des Kugelpfandes 87 des Hilfskolbens 85 um einen Abstand e versetzt. Im übrigen sind die Lage des Hilfsträgers 81 und des Hilfskolbens 85 so aufeinander abgestimmt, daß die Längsachse 88 des Hilfskolbens 85 in der Ruhestellung der Pumpe oder des Motors von einer Normalen zur Oberfläche 83 des Hilfsträgers 81 gebildet wird.

Auf den Hilfsträger 81 wird ein inneres Drehmoment M_I ausgeübt. Es beträgt

$$M_I = b \cdot F_H \quad (30)$$

In dieser Gleichung ist b

$$b = e \cdot \sin \alpha \quad (31)$$

und es wird

$$M_I = e \cdot F_H \cdot \sin \alpha \quad (32)$$

Diesem inneren Drehmoment wirkt ein äußeres Drehmoment M_A entgegen. Es beträgt

$$M_A = f \cdot K \quad (33)$$

Aus den Gleichungen (32) und (33) läßt sich K eliminieren.
Man erhält

$$K = \frac{e}{f} \cdot F_H \cdot \sin \alpha \quad (34)$$

$$K = \text{const.} \cdot F_H \cdot \sin \alpha \quad (35)$$

Ein Vergleich der Gleichung (35) mit der Gleichung (10) zeigt erneut, daß die Stellkraft zum An- oder Abtriebsmoment der Maschine proportional ist.

Hilfsträger mit Hilfskolben bzw. Hilfszylindern der in Fig. 9, 13 und 16 offenbarten Art lassen sich auch zur Vorsteuerung von Hydraulikpumpen und Hydraulikmotoren verwenden.

Eine erste Vorsteueranordnung ist in Fig. 17 dargestellt. Sie dient zur Steuerung einer Schrägscheibenmaschine mit einer Schrägscheibe 89 und einem Gehäuse 90, in dem mehrere Axialkolben 91 geführt sind, die sich über Kugelköpfe 92 und Gleitschuhe 93 an der um die Schwenkachse 94 schwenkbaren Schrägscheibe abstützen. Zum Schwenken der Schrägscheibe 89 dient ein Stellorgan 95, welches über eine Stange 96 auf die Schrägscheibe einwirkt. Der zum Stellorgan 95 gehörende Kolben 97 ist in einem Zylinder 98 angeordnet, zu dem zwei Leitungen 99 und 100 führen, welche mit einem Servoventil 101 in Verbindung stehen. Mit dem Servoventil 101 ist außerdem eine Leitung 102 verbunden, in der ein dem Förderdruck proportionaler Druck herrscht. Die Leitung 102 steht über eine Leitung 103 außerdem mit einem stationären Hilfszylinder 104 in Verbindung, in dem ein Hilfskolben 105 geführt ist, der sich über einen Kugelkopf 106 und einen Gleitschuh 107 an der Vorderfläche eines Hilfsträgers 108 abstützt, der schwenkbar auf einer Schwenkachse 109 gelagert ist. Mit der Schwenkachse 109 bzw. dem Hilfsträger ist ein zweiarmiger Hebel 110 verbunden. Das eine Ende dieses Hebels steht mit einem Stellorgan 111 in Eingriff, das einer Stellkraft K_{H1} oder einer Stellkraft K_{H2} ausgesetzt werden kann. Das andere Ende des Hebels 110 ist über eine Stange 112 und einen weiteren Hebel 113 einerseits mit dem als Schrägscheibe 89 ausgebildeten Träger und andererseits mit dem Ventilorgan 114 des Servoventils 102 gekoppelt.

- 15 -
17.

Das Gestänge 112, 113 bildet mithin ein Rückführsystem.

Wie im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 7 - 9 ist auch hier die Stellkraft dem An- bzw. Abtriebsmoment der Maschine proportional.

Fig. 18 zeigt eine Vorsteuereinrichtung mit den aus Fig. 16 bekannten Mitteln bei einer Schrägachsenmaschine. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist der Hilfsträger 115 selbst als ein um die Schwenkachse 116 schwenkbarer zweiarmiger Hebel ausgebildet. Er steht über eine Stange 117 und einem weiteren Hebel 118 mit dem Gehäuse 119 der Schrägachsenmaschine in Verbindung. Das Gehäuse 119 ist um eine Schwenkachse 120 schwenkbar, und zwar mit Hilfe eines Stellorgans 121, das in die Gabel 122 einer mit dem Gehäuse 119 verbundenen Stange greift. In dem sich gegen den Hilfsträger 115 abstütztenden Hilfszylinder 124 herrscht ein dem Förderdruck proportionaler Druck. Je nach der Lage des Hilfsträgers 115 wird der Kolben 125 des Stellorgans 121 über das Servoventil 126 in der einen oder anderen Richtung mit Druck beaufschlagt. Die Regelung funktioniert im Prinzip mithin ähnlich wie im Falle des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 14 - 16.

Fig. 19 zeigt eine Maschine des in den Fig. 1 - 3 dargestellten Types, bei der das Antriebsmoment geregelt wird. Aus den vorangegangenen Erörterungen ergibt sich, daß das Antriebsmoment M dann konstant bleibt, wenn die Stellkraft K ebenfalls konstant bleibt. Die Stellkraft K wird in Fig. 19 durch den Kolben 127 erzeugt. Dieser Kolben wird über eine Hochdruckleitung 128, eine Düse 129 und eine Leitung 130 mit Drucköl versorgt. Die Leitung 130 ist mit einem Druckregelventil 131 versehen. Dieses Druckregelventil besitzt eine Feder 132, die den Höchstwert des Druckes in der Leitung 130 begrenzt.

Tritt z.B. ein Betriebszustand ein, in dem das zulässige Moment M überschritten wird, so steigt die Stellkraft K infolge des inneren Rückstell-Drehmomentes an. Dieser Kraftanstieg bewirkt,

709838/0518

- 34 -

• 12 •

einen Druckanstieg in der Leitung 130 und über die Leitung 133 ein Öffnen des Druckregelventils zum Tank 134.

Die Folge ist, daß in der Leitung 130 mit Rücksicht auf die Düse 129 ein Druckabfall entsteht. Dieser Druckabfall führt zu einer Schwenkbewegung des Trägers 21 im Uhrzeigersinn. Die Schwenkbewegung kommt erst dann wieder zum Stillstand, wenn das Gleichgewicht zwischen dem äußeren Drehmoment und dem inneren Drehmoment erreicht ist, d.h. wenn die Kraft K einen von der Feder 132 vorgegebenen Wert annimmt. Die Feder 132 ist mithin maßgeblich für die Einstellung des Drehmomentes M.

Fig. 20 zeigt eine Einrichtung zur Regelung des Betriebsdruckes einer Pumpe. Der Betriebsdruck wirkt über eine Hochdruckleitung 135, eine Düse 136 und eine Leitung 137 auf einen Kolben 138. Zur Leitung 137 gehört ein Druckregelventil 139 mit einer Feder 140, deren Federkraft einstellbar ist. Wird der mittels der Federkraft eingestellte Druck in der Hochdruckleitung 135 überschritten, öffnet das Druckregelventil 139, welches über eine Leitung 141 mit der Hochdruckleitung 135 in Verbindung steht, und verbindet die Leitung 137 mit einem Tank 142. Mit Rücksicht auf die Düse 136 entsteht in der Leitung 137 ein Druckabfall, der eine Schwenkbewegung des Trägers 21 im Uhrzeigersinn bewirkt. Die Schwenkbewegung kommt dann zum Stillstand, wenn der Betriebsdruck in der Leitung 135 bzw. 141 mit der Kraft der Feder 140 im Gleichgewicht steht. Ist dieser Gleichgewichtszustand erreicht, schließt das Druckregelventil 139 wieder.

Die in den Fig. 19 und 20 dargestellten Anordnungen lassen sich auch mit den anderen gezeigten Regeleinrichtungen verwirklichen.

19
Leers ite

2612270

Nummer:
Int. Cl.2:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

26 12 270
F 04 B 1/08
19. März 1976
22. September 1977

Fig.1

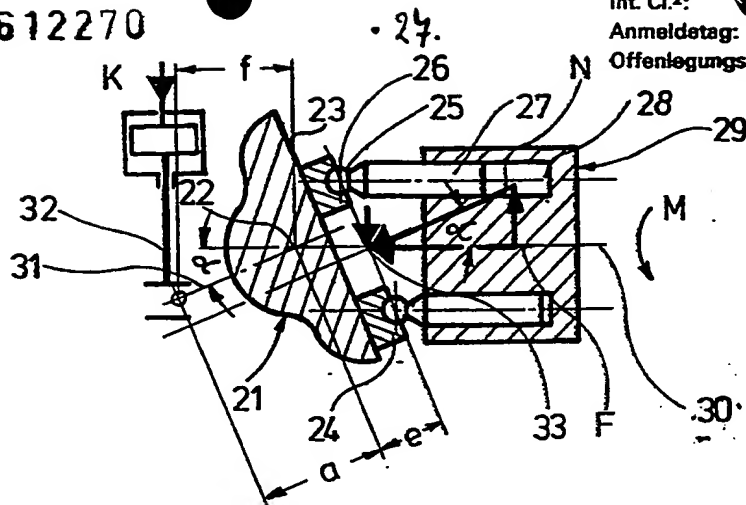


Fig.2

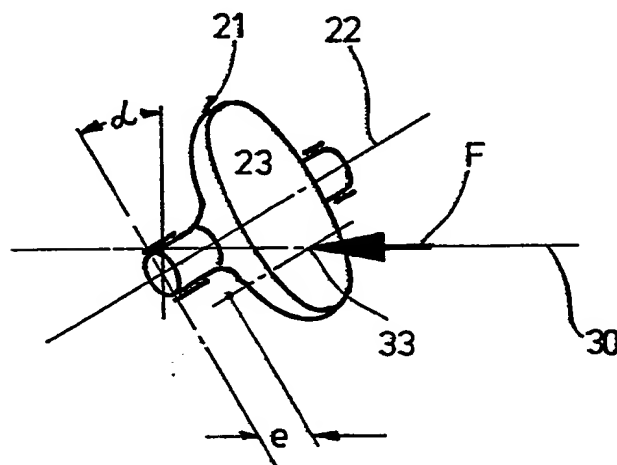
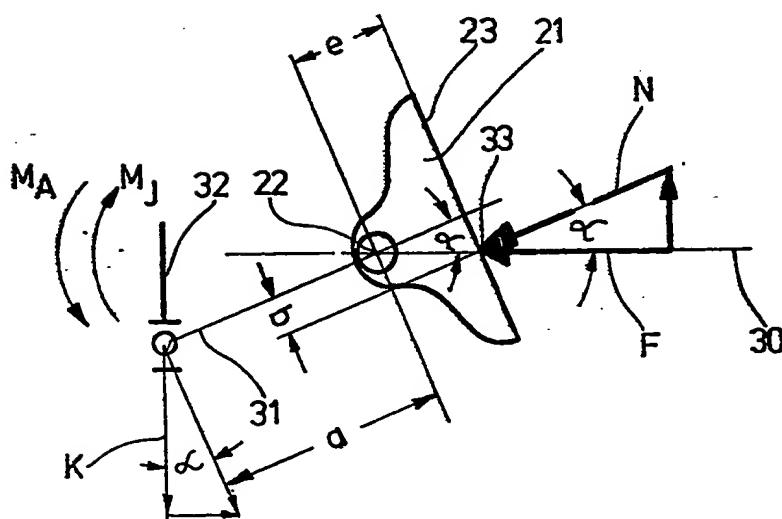
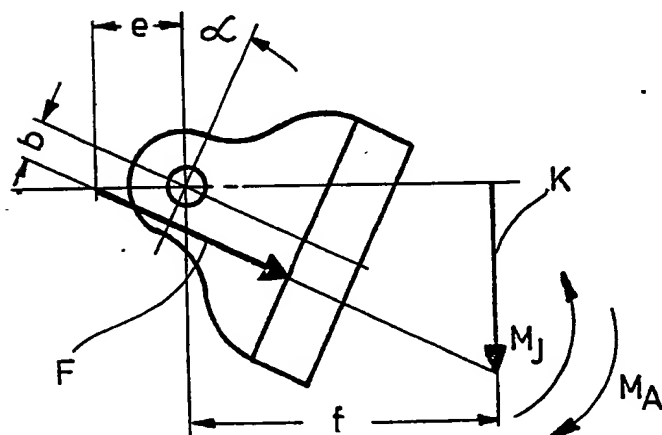
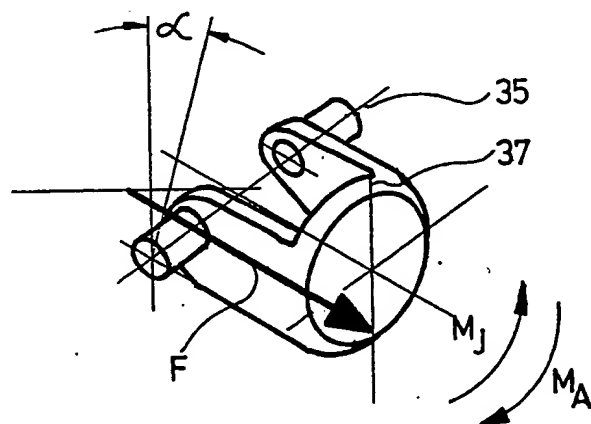
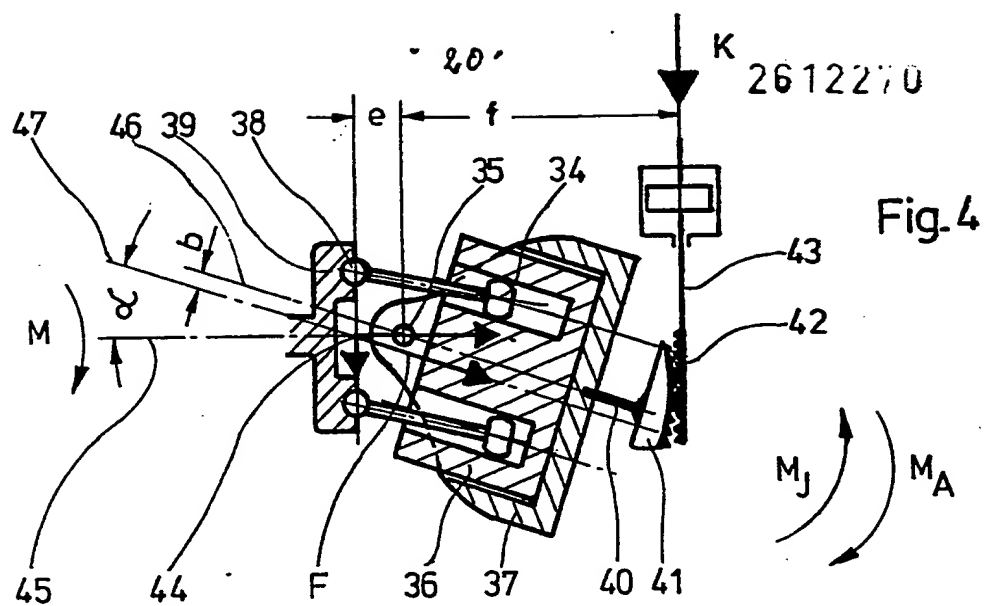


Fig.3



709838/0518

ORIGINAL INSPECTED



2612270

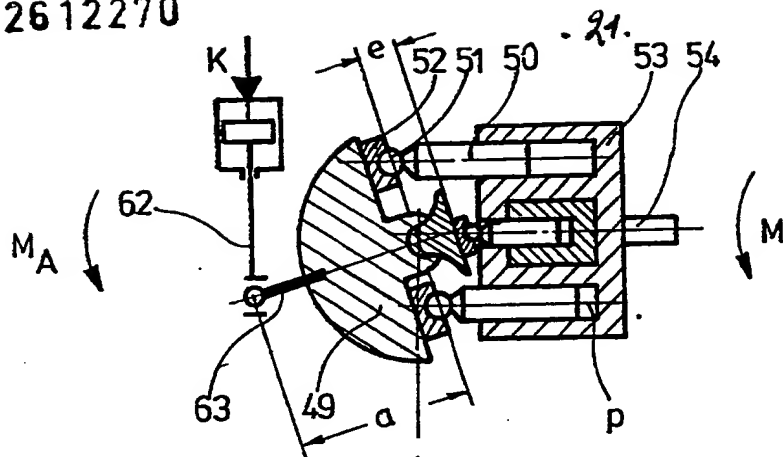


Fig. 7

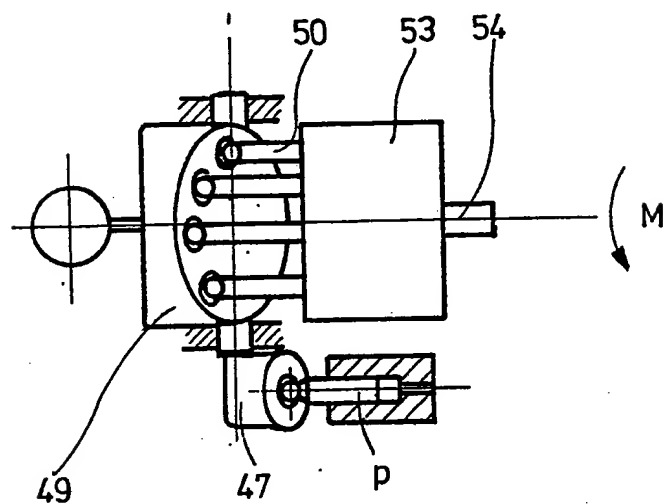


Fig. 8

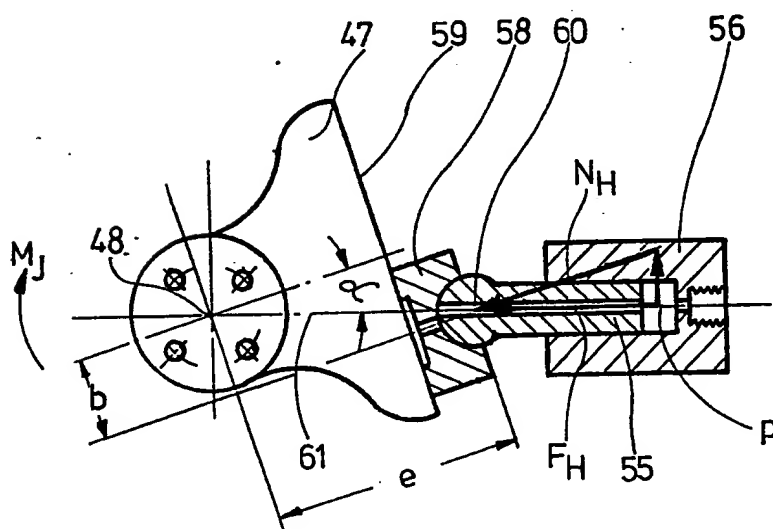


Fig. 9

709838/0518

2612270

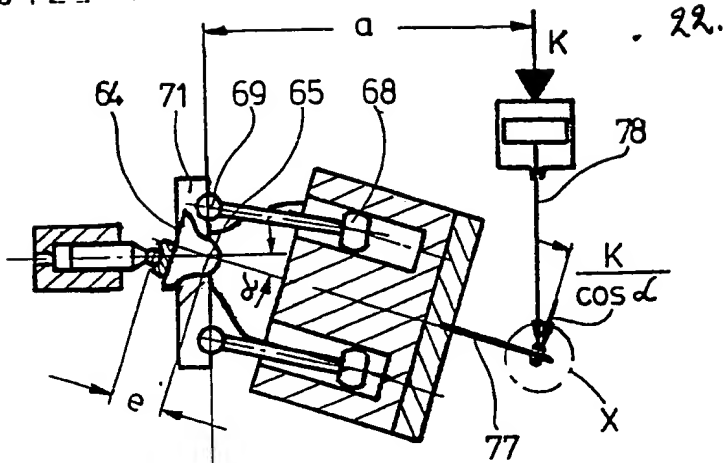


Fig. 10

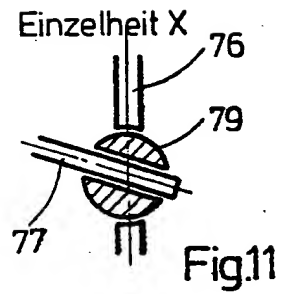


Fig. 11

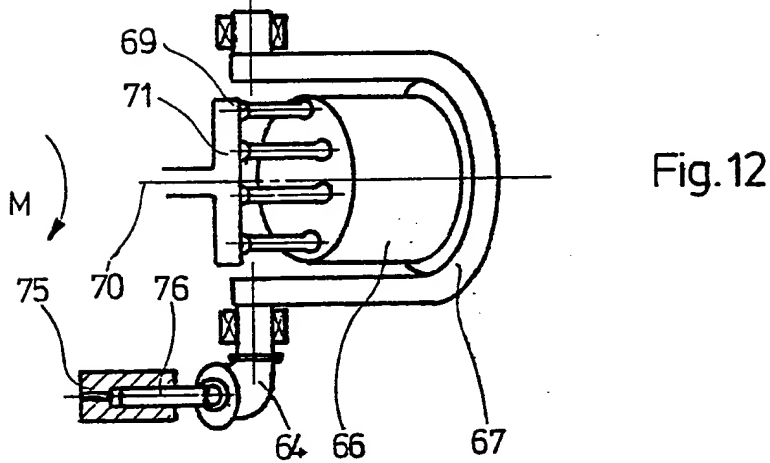


Fig. 12

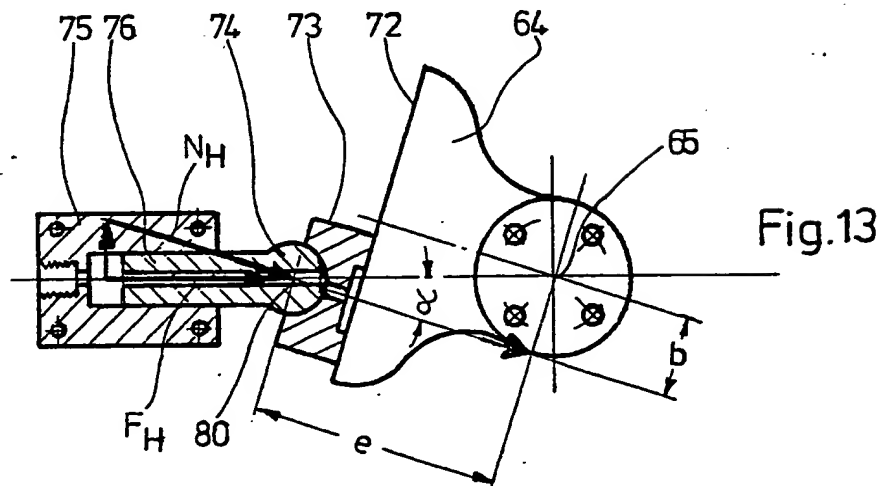


Fig. 13

709838/0518

ORIGINAL INSPECTED

23.

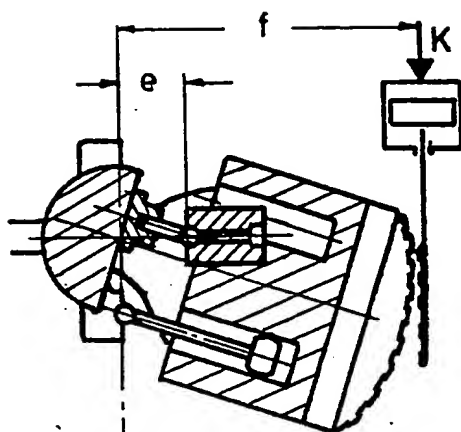


Fig. 14

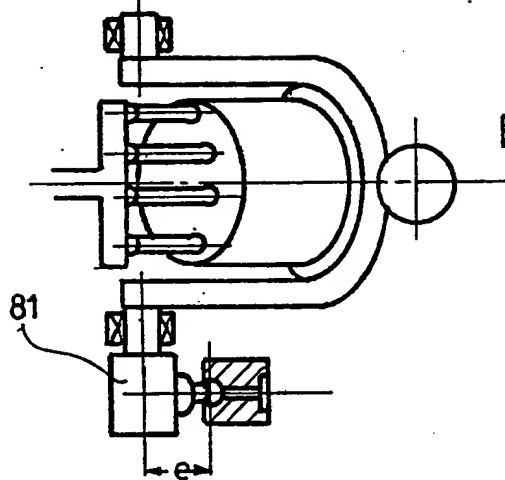


Fig. 15

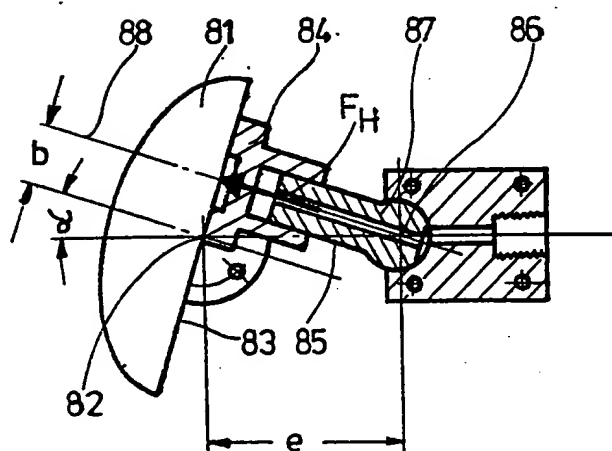
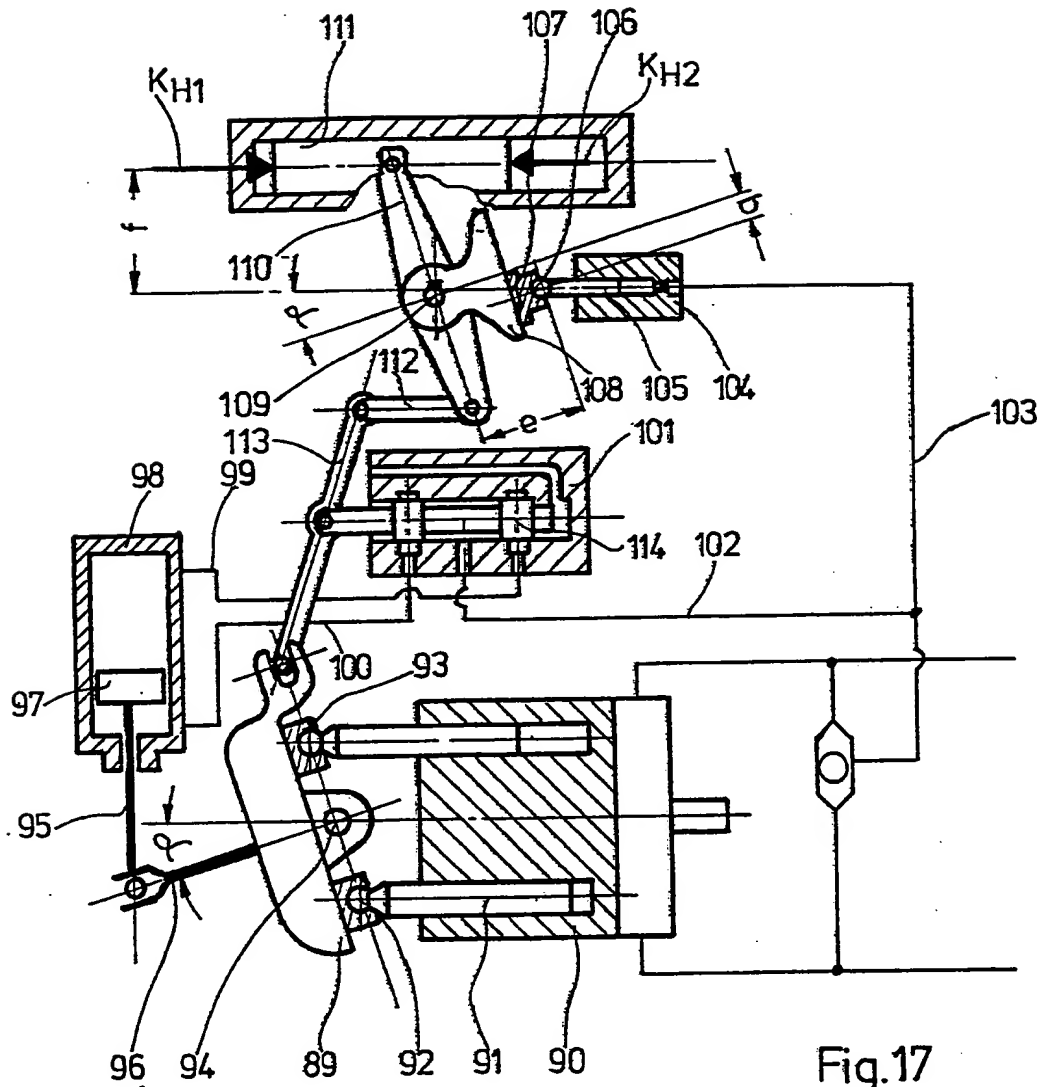


Fig. 16



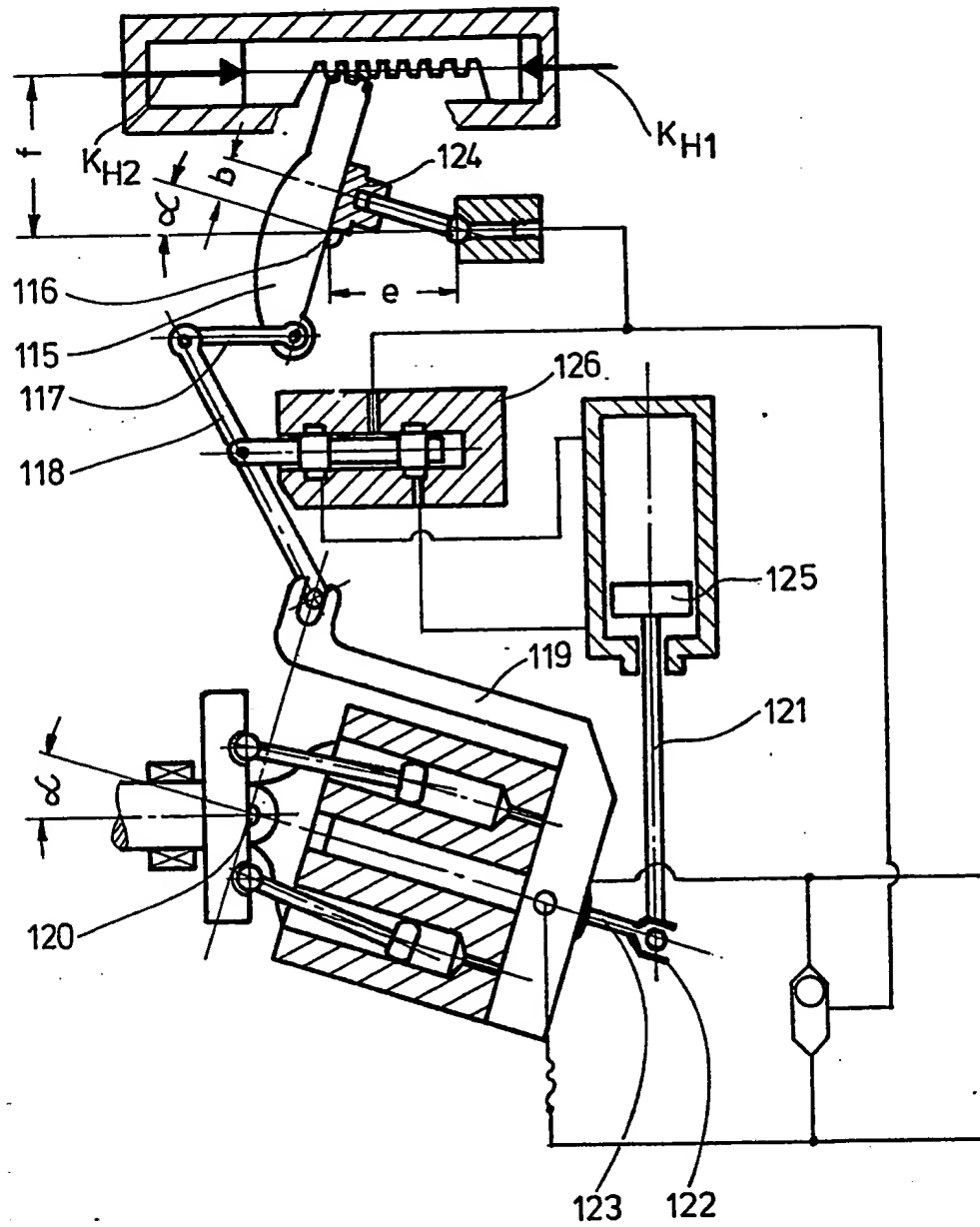


Fig. 18

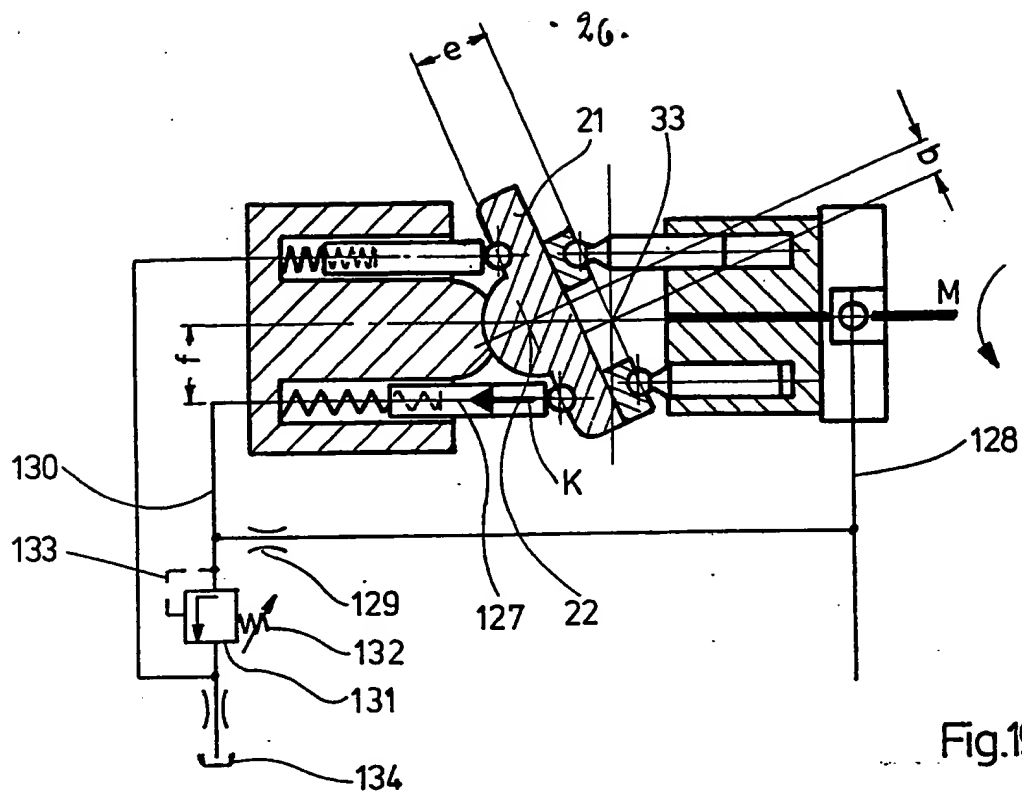


Fig.19

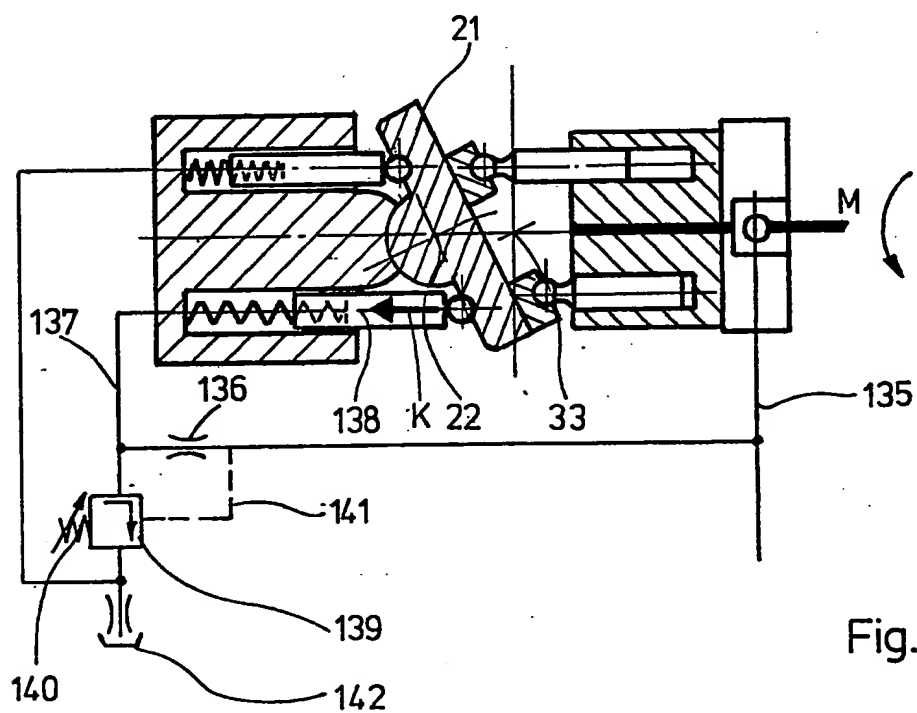


Fig.20

(51)

Int. Cl.²: F 04 B 1/08

(19) **FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY**

GERMAN [Crest] PATENT OFFICE

[Stamp, illegible]

(11) **Patent Application (Unexamined) 26 12 270**

(21)

Application No.:

P 26 12 270.3

(22)

Filing date:

March 19, 1976

(43)

Date laid open to the public:

September 22, 1977

(30)

Convention priority:

(32) (33) (31)

(54)

Title:

Closed-loop control system for axial piston pumps and/or axial piston motors

(71)

Applicant:

Volvo Hydraulikfabrik GmbH, 1000 Berlin

(72)

Inventor:

Schlinke, Günter, Ing. (grad.), 1000 Berlin

Claims

1. A closed-loop control system for axial piston pumps and/or axial piston motors having a rotating housing with a plurality of circularly disposed cylinders for the axial pistons, which bear against a support whose angular position relative to the housing can be varied, in order to change the delivery stroke, by pivoting said support or said housing about a pivot axis, an internal torque dependent on the delivery stroke and the delivery pressure being imposed on a component and being counterbalanced by an external torque, characterized in that said internal torque (M_I) either is induced in the pivotable support (21) or the pivotable housing (36,37) by means of said axial pistons (27;34) or is induced in a pivotable auxiliary support (47;64;81) by means of at least one auxiliary piston (55;76) or auxiliary cylinder (84), and is directly dependent on the pivot angle (α) of the support (21) of said housing (36,37) or of said auxiliary support (47;64).
2. The system of claim 1, comprising as manipulated variable an internal torque induced in said support or said housing, characterized in that said pivot axis (22;35) of said support (21) or of said housing (36,37) intersects the axis of rotation (30;45) of said housing (29) or of said support (39) at a point that is a distance (e) from a point of resolution of forces (33;44) located on said axis of rotation (30;45).
3. The system of claim 1, comprising as manipulated variable an internal torque induced in said auxiliary support, characterized in that said auxiliary support (47;64) can be pivoted in dependence on the pivoting movements of said support (49) or of said housing (66,67).
4. The system of claim 1, comprising as manipulated variable an internal torque induced in said auxiliary support, characterized in that said system has at its disposal a servo arrangement (101;126) by means of which the pivot angle (α) of said support (89;119) or of said housing can be adjusted in dependence on the angular position of said auxiliary support (108;115).

5. The system of claim 2, characterized in that said point of resolution of forces (33) is the point of intersection of said axis of rotation (30) of said housing (29) with the line connecting two diametrically opposite centers of curvature (26) of ball ends (25) via which said axial pistons (27) bear against said pivotable support (21).

6. The system of claim 2, characterized in that said point of resolution of forces (44) is the point of intersection of said axis of rotation (45) of said support (39) with the line connecting two diametrically opposite centers of curvature of ball ends (38) via which said axial pistons (34) guided within said pivotable housing (36,37) bear against said support (39).

7. The system of claim 3 or 4, characterized in that said auxiliary piston (55) is guided in a stationary auxiliary cylinder (56) and said pivot axis (48;65) of said auxiliary support (47) intersects the longitudinal axis (61) of said auxiliary piston (55) at a point that is a distance (e) from a point of resolution of forces (60) also located on said longitudinal axis (61).

8. The system of claim 7, characterized in that said point of resolution of forces (60) is the center of curvature of a ball end (57) or of a roller bearing via which said auxiliary piston (55) bears against said auxiliary support (47).

9. The system of claim 1, 3 or 4, characterized in that said auxiliary cylinder (84) is constituted by a sliding block via which the pivotably mounted auxiliary piston (83) bears against said auxiliary support (81) and said pivot axis (82) of said auxiliary support (81) is a distance (e) from said pivot axis (86) of said auxiliary piston (85).

10. The system of claim 9, characterized in that said pivot axis (86) of said auxiliary piston (85) extends parallel to said pivot axis (82) of said auxiliary support (81) and said longitudinal axis (88) of said auxiliary piston (85) is constituted, with the pump or motor in idle position, by a normal to the surface (83) of said auxiliary support (81).

11. The system as set forth in any of claims 1 to 10, characterized in that said pivotable support (21;49), said pivotable housing (36,37;66,67) or said pivotable auxiliary support are coupled, at a distance from their respective pivot axes (22;35;48;65), to at least one controlling element (32;43;62;78) for inducing said external torque (M_A)¹.

12. The system of claim 11, characterized in that said controlling element (32;43;62;78) is constituted by a control piston.

13. The system of claim 11 or 12, characterized in that the corrective force (K) emanating from said controlling element (32;43;62;78) is adjustable.

14. The system as set forth in any of claims 11 to 13, characterized in that said controlling element (32;43;62;78) is part of the pivoting arrangement of said housing (36,37;66,67) or of said support (21;49) of the pump or motor.

15. The system as set forth in any of claims 11 to 14, characterized in that said controlling element (43) is connected to said support, said housing (36,37) or said auxiliary support via a toothed rack (42) and a toothed segment (41).

16. The system as set forth in any of claims 11 to 14, characterized in that said controlling element (78) is connected to said support, said housing (66,67) or said auxiliary support via a pivoting connecting link (79).

MB:BL

¹TRANSLATOR'S NOTE: For consistency with the drawings and the equations, we will leave the German notation as it is (the subscript "A" for "external" [äußeres], "K" for force [Kraft]).

DIPL.-ING. DIETER JANDER

PATENT ATTORNEYS

2612270
DR.-ING. MANFRED BONING

[Letterhead etc.]

1017/15.727 DN
March 19, 1976

Patent Application
of the company
Volvo Hydraulikfabrik GmbH
Sperenberger Strasse 13
1000 Berlin 48

"Closed-loop control system for axial piston pumps
and/or axial piston motors"

The invention concerns a closed-loop control system for axial piston pumps and/or axial piston motors having a rotating housing with a plurality of circularly disposed cylinders for the axial pistons, which bear against a support whose angular position relative to the housing can be varied, in order to change the delivery stroke, by pivoting the support or the housing about a pivot axis, an internal torque dependent on the delivery stroke and the delivery pressure being imposed on a component and being counterbalanced by an external torque.

Such systems are used in particular to keep constant the product of the delivery stroke and the delivery pressure, i.e., given a constant rotation speed, to keep the input or output power constant regardless of load.

A known system of the above species comprises a controlling element for adjusting the stroke volume and whose controlling movements are governed by a component that cooperates with a control slide valve and that is acted upon by a constant first force and by a second force that is proportional to the delivery pressure. Said component is formed by a bell crank which is able to pivot about an axis dependent on the position of the controlling element and whose one arm is acted on by the first force at a nearly constant distance from the pivot axis, while its other arm is acted on by the second force, proportional to the pump pressure, at a distance from the pivot axis that is proportional to the stroke volume (DT OS [Offenlegungsschrift; Examined Patent Application] 1,653,385). The known system does not give complete satisfaction in that it cannot be used as is to control pumps and motors with a reversible direction of rotation.

The object of the invention is to provide a system of the species described in the introduction hereto, by means of which closed-loop control according to the indicated control principle can be effected by the simplest means, even with a reversing direction of flow of the pressure medium. This object is accomplished according to the invention in that the internal torque either is induced in the pivotable support or the pivotable housing by means of the axial pistons or is induced in a pivotable auxiliary support by means of at least one auxiliary piston or auxiliary cylinder, and is directly dependent on the pivot angle of the support of the housing or of the auxiliary support.

The system according to the invention offers the advantage that it can be used for pumps and motors having a reversible direction of rotation. The fact that the manipulated variable is generated by one or more pistons acted on by pump pressure results in simple construction for the system.

Further details and features of the invention will emerge from the dependent claims and the following description of several exemplary embodiments depicted in the appended drawing, wherein:

- Figure 1 is a schematic representation of the basic parts of a pump or motor of swashplate design;
- Figure 2 is a perspective view of the swashplate, hereinafter referred to as the support, of the machine depicted in Figure 1;
- Figure 3 is a side elevation of the support depicted in Figure 2;
- Figure 4 is a schematic representation of a pump or motor of swashplate design;
- Figure 5 is a perspective view of the pivotable outer housing of the machine of Figure 4;
- Figure 6 is a side elevation of the outer housing of Figure 5;
- Figure 7 is a schematic side elevation of a machine comprising an auxiliary support;
- Figure 8 is a plan view of the machine of Figure 7;
- Figure 9 is a side elevation on an enlarged scale of the auxiliary support of the machine depicted in Figures 7 and 8;
- Figure 10 is a side elevation of a machine of modified design comprising an auxiliary support;
- Figure 11 is a detail of Figure 10 on an enlarged scale;

Figure 12 is a plan view of the machine depicted in Figure 10;

Figure 13 shows the auxiliary support of the machine depicted in Figures 10 to 12;

Figure 14 shows a further machine comprising an auxiliary support, in side elevation;

Figure 15 is a plan view of the machine of Figure 14;

Figure 16 shows the construction of the auxiliary support of the machine depicted in Figures 14 and 15;

Figure 17 shows a swashplate machine comprising a closed-loop precontrol system;

Figure 18 shows a bent-axis machine comprising a closed-loop precontrol system;

Figure 19 shows a machine of the design of Figure 1 in which the output torque is controlled;

Figure 20 shows a design of the machine of Figure 1 in which the delivery pressure is controlled.

In Figure 1, reference numeral 21 denotes the support, mounted pivotably about a pivot axis 22, of a swashplate machine implemented as a pump or motor. Plural axial pistons 27 guided in circularly disposed cylinders 28 of a housing 29 that rotates about an axis of rotation 30 bear against the surface 23 of support 21 via sliding blocks 24 and ball ends 25 with centers of curvature 26. Support 21 is connected via a rod 31 to a controlling element 32.

The point of intersection of axis of rotation 30 with a line connecting the centers of curvature 26 of two diametrically opposite ball ends 25 forms what is known as the point of resolution of forces 33.

In Figures 2 and 3, for purposes of simplification, the point of resolution of forces 33 has been

shifted to the surface 23 of the support. The schematic drawings of Figures 2 and 3 therefore represent a machine in which the pistons 27 bear against surface 23 via the points constituting the centers of curvature 26.

A crucial feature of the design of Figures 1 to 3 is the fact that, in contrast to the case with swashplate machines of known design, the point of resolution of forces 33 lies in a plane that is at a distance e from pivot axis 22. The effect of this distance e is that the overall force F exerted by the pistons 27 on the support 21 leaves effective at the point of resolution of forces 33 a normal force N that acts on a lever arm b about pivot axis 22. The magnitude of lever arm b depends on pivot angle α according to the equation

(1)

Normal force N also depends on pivot angle α . It is equal to

(2)

Based on the indicated relationships, an internal torque M_I equal to the product of force N and lever arm b is imposed on support 21. Taking Eqs. (1) and (2) into account, one obtains for the internal torque the relation

(3)

Internal torque M_I is counteracted by an external torque M_A that comes from corrective force K and is induced in support 21 via a lever arm a . The magnitude of this torque is

(4)

For the state of equilibrium,

(5)

Taking Eqs. (3) and (4) into account, this yields

(6)

K then becomes

(7)

Since a and e are constant, the following relation can be written:

(8)

If the constants are disregarded, the foregoing equation corresponds to the known equation for the input or output torque M of a machine of the kind under discussion:

(9)

A comparison of Eqs. (8) and (9) therefore shows that the input or output torque M is proportional to adjusting force K .

Figure 4 is a schematic depiction of a bent-axis machine. The torque in a machine of this nature is known to be

(10)

F being the sum of the individual forces acting on the axial pistons 34, which depends on the pressure in the machine and on the area of the pistons.

In the second exemplary embodiment, the housing pivotable about a pivot axis 35 is formed by a rotating inner part 36 and an outer part 37 that guides said inner part. The axial pistons 34 bear via ball ends 38 against a rotating support 39. Outer part 37 of housing 36, 37 is provided with a rod 40 carrying at its end a toothed segment 41 that engages a toothed rack 42 of a controlling element 43.

The point of resolution of forces 44 is the intersection of the connecting line between the center points of two ball ends 38 with the axis of rotation 45 of the support. Between the point of resolution of forces 44 and the pivot axis 35 there is a distance e . This distance e has the effect of offsetting the axis of rotation 46 of inner part 36 of the housing by an amount b , which depends on the pivot angle α , with respect to a line 47 extending parallel to the axis of rotation 46 through the point of resolution of forces 44. As a result of the offset, an internal torque is induced in the housing by the force of reaction F acting at the point of resolution of forces 44. This internal torque is:

(11)

In this equation, b is a function of distance e and pivot angle α , i.e.,

(12)

The internal torque is therefore equal to

(13)

The internal torque is counteracted by an external torque M_A imposed via controlling element 43.

This external torque is equal to

(14)

In the state of equilibrium in which the external torque is equal to the internal torque:

(15)

Solving Eq. (15) for K , one obtains

(16)

or

(17)

A comparison of Eqs. (10) and (17) shows that input or output torque M is proportional to corrective force K in this exemplary embodiment as well.

Figures 7-9 depict a swashplate machine of the kind shown in Figures 1 to 3, but comprising an auxiliary support 47. Said auxiliary support 47 is fixedly connected to the pivot axis 48 of the support 49 against which the axial pistons 50 bear via ball ends 51 and sliding blocks 52. Reference numeral 53 denotes the housing of the machine, which housing rotates about an axis of rotation 54.

Assigned to auxiliary support 47 is an auxiliary piston 55 guided in a stationary auxiliary cylinder 56. Said auxiliary piston has a ball end 57 that bears via a sliding block 58 against the surface 59 of the auxiliary support.

As can be seen from Figure 9, the point of resolution of forces 60 lies on the longitudinal axis 61 of the auxiliary piston. The longitudinal axis of the auxiliary piston is intersected by the pivot axis 48 at a point that is a distance e from the point of resolution of forces. Here again, the effect of the offset between pivot axis 48 and point of resolution of forces 60 is an internal torque M_I . This is equal to

(18)

In this equation, b and N_H are variables that are dependent on pivot axis α . They are equal to

(19)

(20)

Inserting the values determined for b and N_H in Eq. (18), one obtains

(21)

As in the case of the exemplary embodiment of Figures 1 to 3, this internal torque is counteracted, via a controlling element 62 and a rod 63, by an external torque

(4)

As in the case of the first exemplary embodiment, from Eqs. (21) and (4) one obtains for K

(22)

A comparison of Eq. (22) with Eq. (9) shows that here again, the corrective force is proportional to the input or output torque.

Figures 10 to 13 show a bent-axis machine with an auxiliary support 64 pivotable about a pivot axis 65. Pivot axis 65 of the auxiliary support is the pivot axis of a housing consisting of an inner part 66 and outer part 67, in the inner part of which are guided axial pistons 68 that bear via ball ends 69 against a support 71 rotating about an axis of rotation 70. The ball end 74 of the auxiliary piston 76 guided in an auxiliary cylinder 75 bears against the surface 72 of the auxiliary support 64 via a sliding block 73. Housing 66, 67 is connected via a rod 77 to a controlling element 78. The connection is made via a pivoting connecting link 79 depicted in Figure 11.

As is evident from Figure 13, the point of resolution of forces 80 lies in a plane that extends parallel to the surface 72 of auxiliary support 64 and that is at a distance e from a plane also extending parallel to surface 72, through pivot axis 65.

Owing to the offset between point of resolution of forces 80 and pivot axis 65, force N_H acting on auxiliary support 64 normal to surface 72 can act on a lever arm b .

An internal torque M_I is therefore imposed via a normal force N_H . This internal torque is equal to
(23)

where
(24)

(25)

It follows that
(26)

An external torque M_A is induced in housing 66, 67 by corrective force K or its effective component. This external torque is equal to
(27)

Equating Eqs. (26) and (27) and solving for K , one obtains
(28)

(29)

Comparison with the formula (10) for the input and output torque of bent-axis machines shows that here again, corrective force K is proportional to the input or output torque of the machine.

A bent-axis machine with a modified closed-loop control system is depicted in Figures 14 to 16. It comprises an auxiliary support 81 that is mounted pivotably about pivot axis 82, and a surface 83 against which bears auxiliary cylinder 84, realized as a sliding block, in which is mounted an auxiliary piston 85, which, like the auxiliary pistons of the previously described exemplary embodiments, is acted on via corresponding lines by the delivery pressure of the machine. Pivot axis 82 of auxiliary support 81 is offset by a distance e with respect to a pivot axis 86 of the ball end 87 of auxiliary piston 85. In addition, the positions of auxiliary support 81 and auxiliary piston 85 are coordinated in such a way that when the pump or motor is in idle position, the longitudinal axis 88 of auxiliary piston 85 is formed by a normal to the surface 83 of auxiliary support 81.

An internal torque M_I is imposed on auxiliary support 81. This internal torque is equal to
(30)

In this equation, b is

(31)

and as a result

(32)

This internal torque is counteracted by an external torque M_A . This is equal to

(33)

K can be eliminated from Eqs. (32) and (33). One obtains

(34)

(35)

A comparison of Eq. (35) with Eq. (10) again shows that the corrective force is proportional to the input or output torque of the machine.

Auxiliary supports with auxiliary pistons or auxiliary cylinders of the kind disclosed in Figures 9, 13 and 16 can also be used for the precontrol of hydraulic pumps and hydraulic motors.

A first precontrol arrangement is depicted in Figure 17. This arrangement is used for the open-loop control of a swashplate machine comprising a swashplate 89 and a housing 90 in which are guided plural axial pistons 91 that bear via ball ends 92 and sliding blocks 93 against the swashplate, which is able to pivot about the pivot axis 94. The pivoting of the swashplate 89 is effected by a controlling element 95 that acts on the swashplate via a rod 96. The piston 97 belonging to controlling element 95 is disposed in a cylinder 98 to which lead two lines 99 and 100 connected to a servo valve 101. Also connected to servo valve 101 is a line 102 the interior of which is under a pressure that is proportional to the delivery pressure. Line 102 is further connected via a line 103 to a stationary auxiliary cylinder 104 in which is guided an auxiliary piston 105 that bears via a ball end 106 and a sliding block 107 against the front surface of an auxiliary support 108 pivotably mounted on a pivot pin 109. Connected to pivot pin 109 and thus to the auxiliary support is a two-armed lever 110. The one end of said lever engages a controlling element 111 that can be subjected to a corrective force K_{H1} or a corrective force K_{H2} . The other end of lever 110 is coupled via a rod

112 and an additional lever 113 to the support, realized as a swashplate 89, and to the valve element 114 of servo valve 102.

The linkage 112, 133 therefore constitutes a restoring system.

As in the exemplary embodiment of Figures 7-9, here again the corrective force is proportional to the input or output torque of the machine.

Figure 18 shows a closed-loop precontrol system, comprising the means known from Figure 16, in the case of a bent-axis machine. In this exemplary embodiment, the auxiliary support 115 is itself realized as a two-armed lever able to pivot about the pivot axis 116. It is connected via a rod 117 and an additional lever 118 to the housing 119 of the bent-axis machine. Housing 119 is able to pivot about a pivot axis 120, specifically with the aid of a controlling element 121 that engages the fork 122 of a rod connected to housing 119. A pressure proportional to the delivery pressure prevails in the auxiliary cylinder 124 that bears against auxiliary support 115. The piston 125 of controlling element 121 is acted on by pressure via the servo valve 126 in the one or the other direction, depending on the position of auxiliary support 115. The open-loop control therefore functions in principle in like manner to the exemplary embodiment of Figures 14-16.

Figure 19 shows a machine of the type depicted in Figures 1-3, in which the output torque is controlled. It will be appreciated from the foregoing explanations that output torque N remains constant if corrective force K also remains constant. Corrective force K is generated in Figure 19 by the piston 127. Said piston is supplied with pressure oil via a high-pressure line 128, a nozzle 129 and a line 130. Line 130 is equipped with a pressure regulating valve 131. Said pressure regulating valve has a spring 132 that limits the maximum value of the pressure in line 130.

If, for example, an operating condition occurs in which the permissible torque M is exceeded, corrective force K increases as a result of the internal restoring torque. This increase in force causes

a pressure increase in line 130 and, via line 133, causes the pressure regulating valve to open to the tank 134.

The consequence is a pressure drop with respect to nozzle 129 in line 130. This pressure drop causes a clockwise pivoting movement of support 21. This pivoting movement stops only when the external torque and the internal torque reach equilibrium, i.e., when force K assumes a value preset by spring 132. Spring 132 is therefore determinative in the adjustment of the torque M.

Figure 20 shows an arrangement for regulating the operating pressure of a pump. The operating pressure acts on a piston 138 via a high-pressure line 135, a nozzle 136 and a line 137. Line 137 comprises a pressure regulating valve 139 with a spring 140 of adjustable spring force. If the pressure in high-pressure line 135 set by means of the spring force is exceeded, pressure regulating valve 139, which is connected via a line 141 to high-pressure line 135, opens, connecting line 137 to a tank 142. A pressure drop with respect to nozzle 136 occurs in line 137 and causes a clockwise pivoting movement of support 21. The pivoting movement stops when the operating pressure in line 135 or 141 is in equilibrium with the force of the spring 140. Once this state of equilibrium is reached, pressure regulating valve 139 recloses.

The arrangements depicted in Figures 19 and 20 can also be realized by means of the other closed-loop control systems shown.

- 16 -

[Stamp:] Blank page

Int. Cl.²:
Filing date:
Date laid open to the public:

F04 B 1/08
March 19, 1976
September 22, 1977

2612270

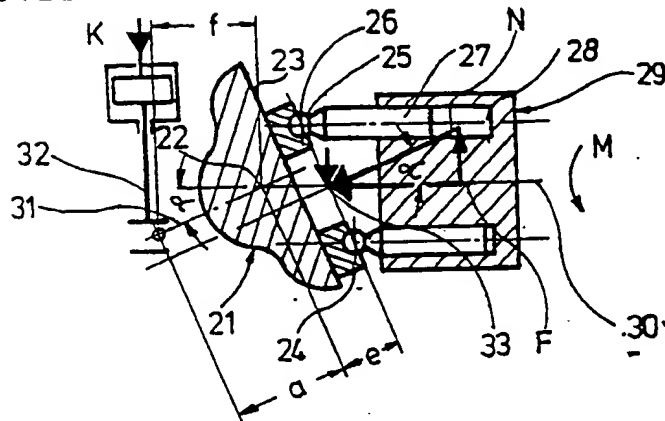


Fig. 1

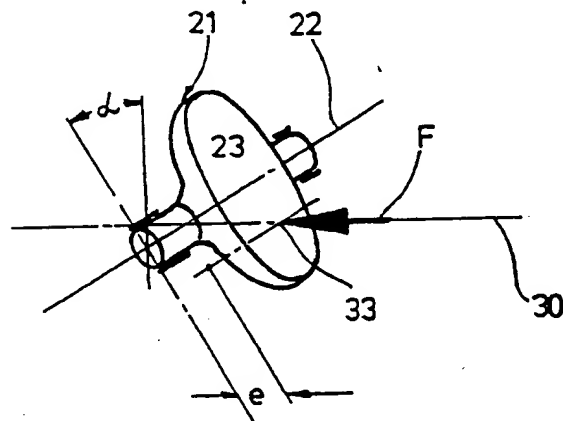


Fig. 2

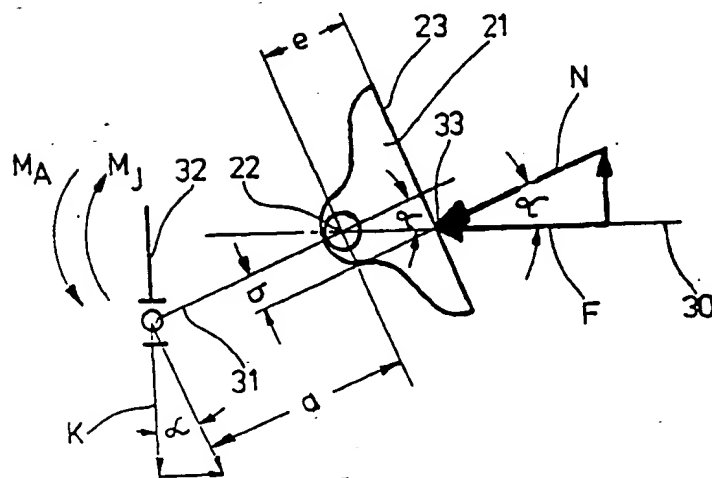
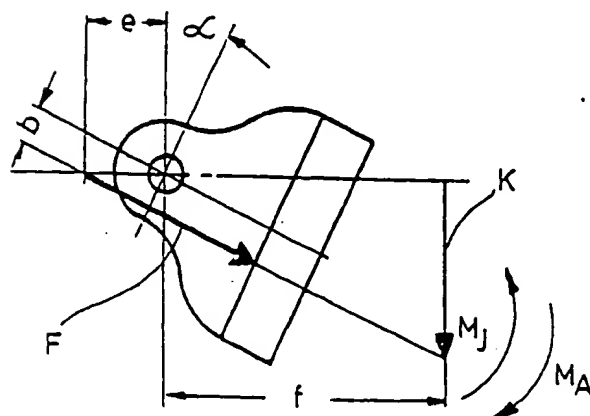
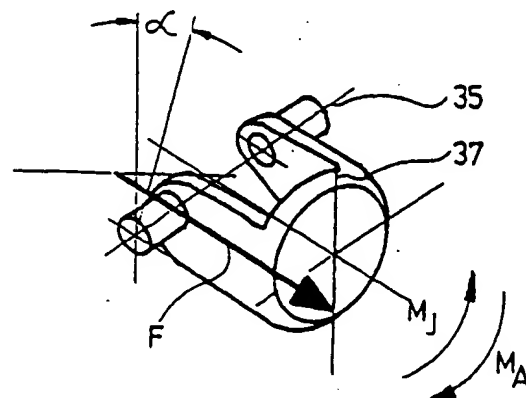
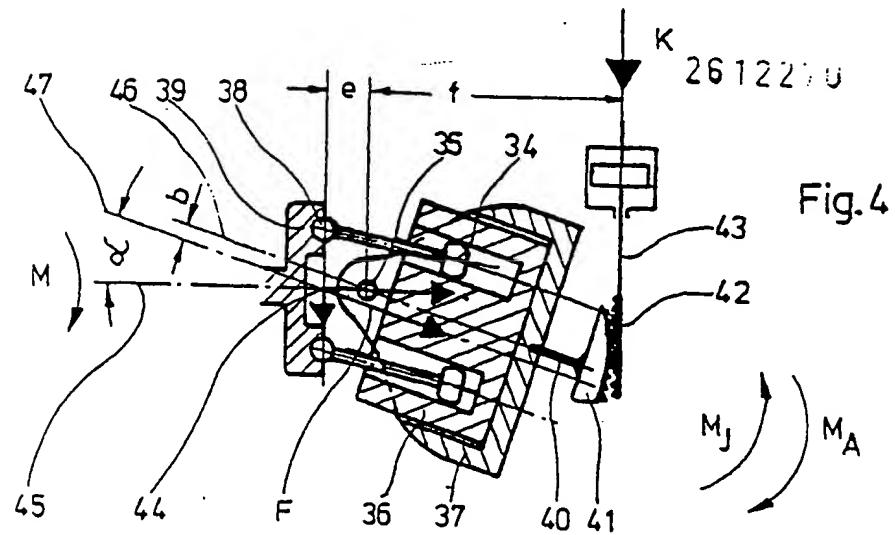


Fig. 3

709838/0518

ORIGINAL INSPECTED



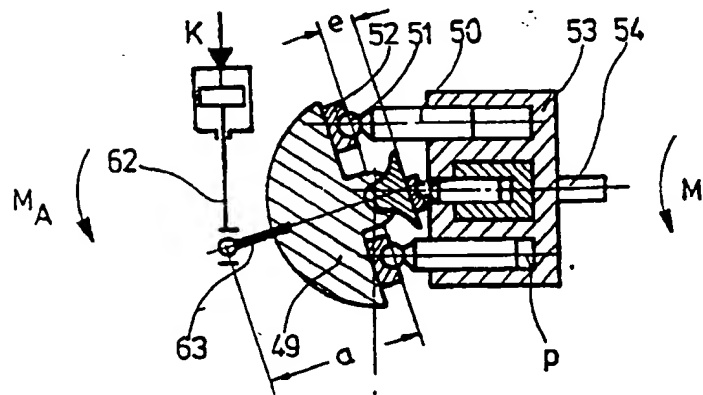


Fig. 7

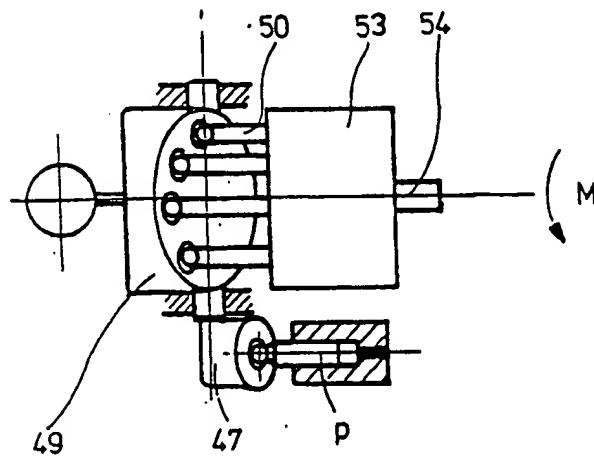


Fig. 8

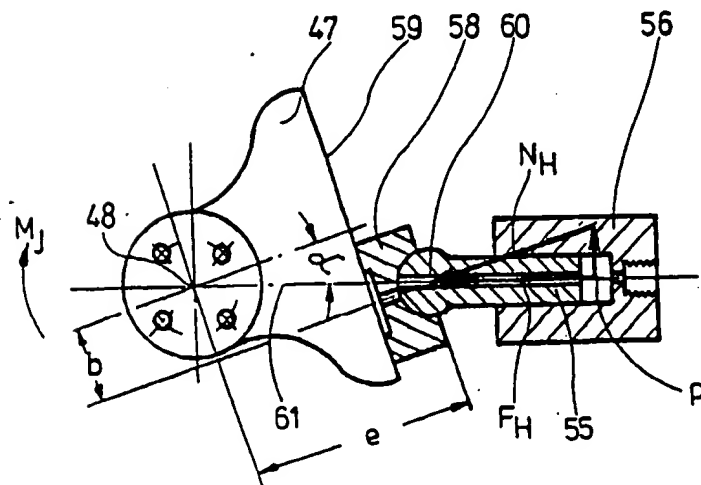
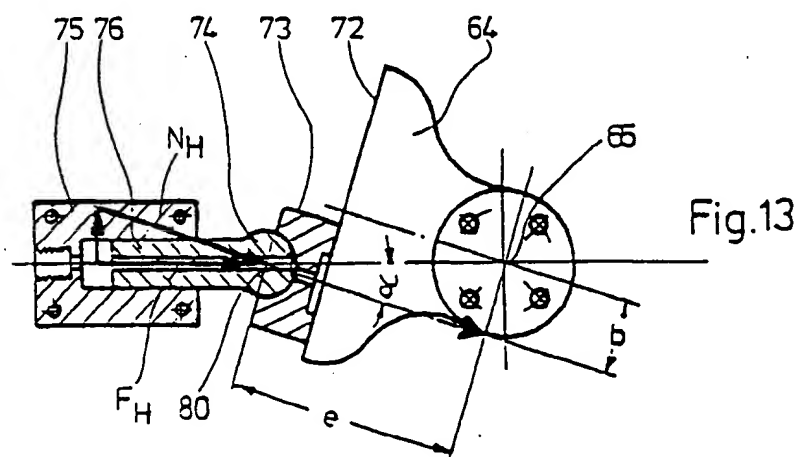
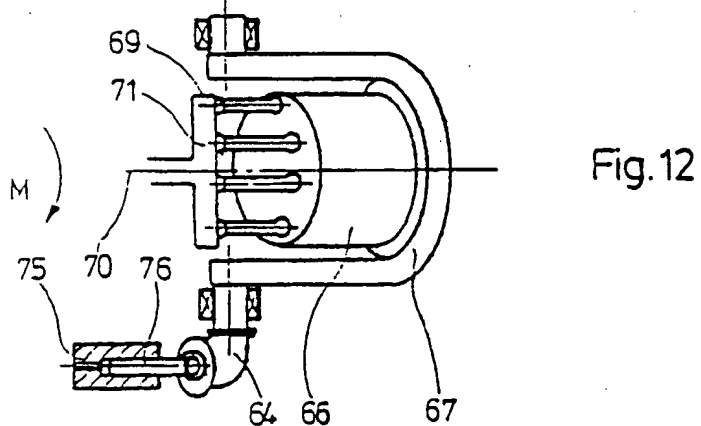
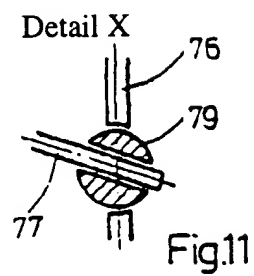
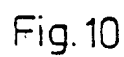


Fig. 9



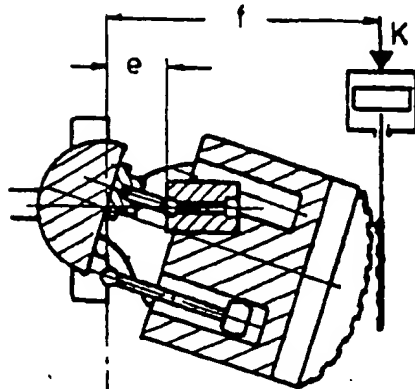


Fig. 14

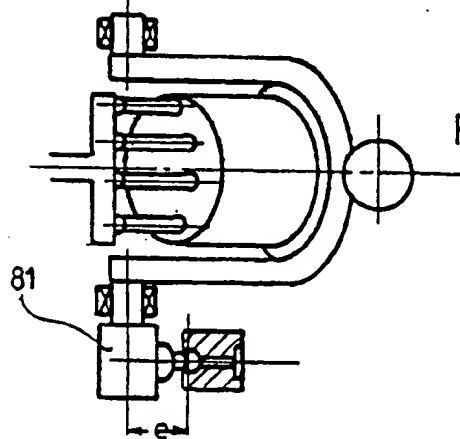


Fig. 15

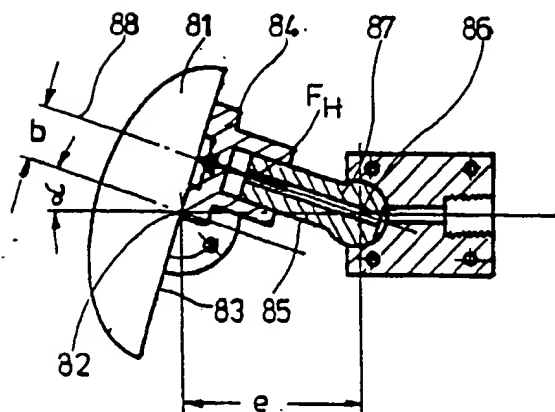
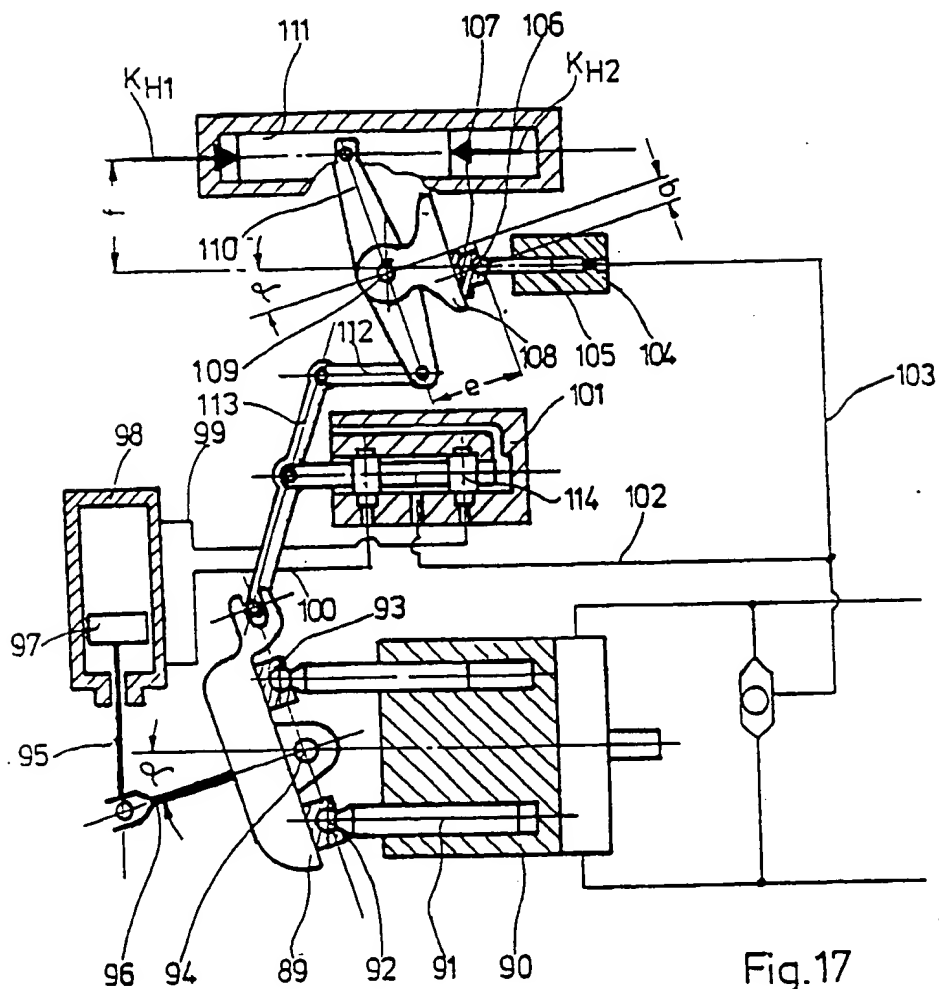


Fig. 16



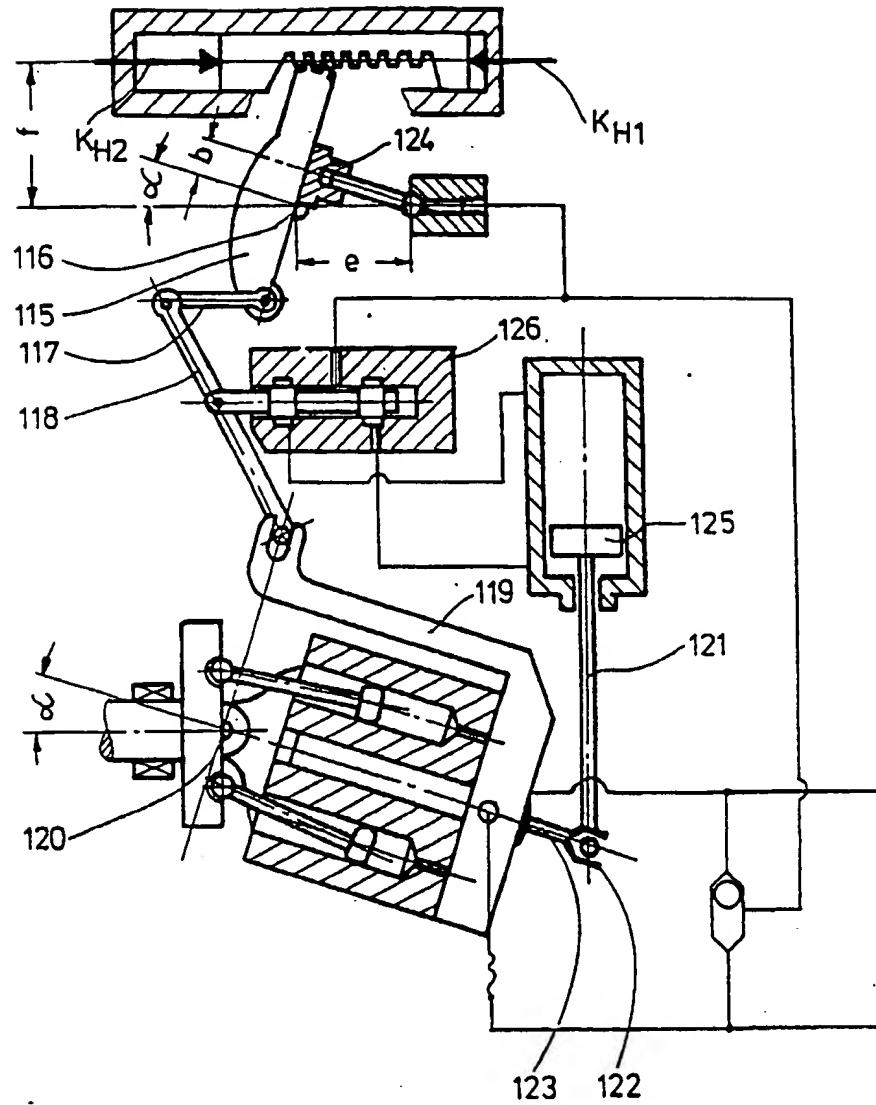


Fig.18

